Vyacheslav PISAREV¹

Natalia ZIEMNIAK²

SYSTEM KLIMATYZACJI Z PROMIENNIKAMI STROPOWYMI

Ogrzewanie powietrzne z wykorzystaniem promienników stropowych jest realizowane poprzez wzrost temperatury przegród budowlanych w pomieszczeniu przy jednoczesnym zmniejszeniu temperatury powietrza wewnętrznego. Sytuacja ta nie ma wpływu na samopoczucie przebywających wewnątrz ludzi, gdyż temperatura odczuwalna, wyliczana jako średnia z temperatury powietrza wewnętrznego oraz temperatury powierzchni otoczenia, nie ulega zmianie [1]. Wzrost temperatury przegród pomieszczenia wynika z faktu, że stropowe promienniki płytowe większość swej energii cieplnej ($60\div 70\%$) oddają przez promieniowanie ciepłe (za pomocą fal elektromagnetycznych). Promieniowanie ciepłe po dotarciu na powierzchnię danych elementów otoczenia (ludzi, obiektów stałych, tj. maszyny, meble itp.) jest przez nie pochłaniane i wytwarza w nich ciepło. Powolne i ciągle oddawanie ciepła zapewnia równomierny rozdział energii bez przeciągów i unoszenia się cząstek kurzu. Rozwiązanie to zapewnia obniżenie strat ciepła budynku (poprzez zmniejszenie różnicy między temperaturą wewnętrzną i zewnętrzną) jak i obniżenie energii zużywanej na ogrzewanie. W artykule przedstawiono promienniki stropowe pod względem ogrzewania pomieszczeń. Przeanalizowano sposób działania promienników oraz ukazano główne ich zalety. Przedstawiono także zasady projektowania systemu klimatyzacji z promiennikami stropowymi z ogrzewaniem powietrznym. Ukazano przebieg zmian stanu powietrza klimatyzacyjnego na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego oraz opracowano schemat omawianego systemu. W sposób teoretyczny opracowano wstępną metodę projektowania zmian stanu powietrza klimatyzacyjnego na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego w okresie zimowym dla dwóch pomieszczeń. Pokazano analizę obliczeniową dla opisanego przypadku, po czym, na podstawie otrzymanych wyników sporządzono wykres $i-x$ powietrza wilgotnego oraz dobrano odpowiednie panele chłodząco-grzejne firmy Zehnder, pokrywające zapotrzebowanie zarówno na ciepło (zimą), jak i chłód (latem).

Słowa kluczowe: klimatyzacja, ogrzewanie sufitowe, wykres Moliera ($i-x$)

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Vyacheslav Pisarev, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 6, 35-959 Rzeszów, tel. (17) 8651946, e-mail: pisarev@prz.edu.pl

² Natalia Ziemniak, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 6, 35-959 Rzeszów, tel. 695388262, e-mail: nataliazziemniak@wp.pl

1. Przykładowe rozwiązanie systemu klimatyzacji

Rozpatrzono zasady teoretyczne i przykład obliczeniowy systemu klimatyzacji z promiennikami stropowymi dla dwóch sal konferencyjnych (rys. 1.). Omawiane pomieszczenia wchodzi w skład ośrodka rekreacyjnego znajdującego się na obrzeżach miasta. W obu salach, o wysokości 4,5 m każda, jest 10 (6 sztuk w pierwszej oraz 4 sztuki w drugiej) podwójnie oszklonych (grubość szkła do 3 mm) okien drewnianych z żaluzjami. Oświetlenie zrealizowano za pomocą lamp fluorescencyjnych w oprawach niewentylowanych. Pierwsza sala konferencyjna może pomieścić 100 osób, a jej łączna powierzchnia wynosi 350 m^2 , druga natomiast mieści 120 osób, a jej powierzchnia to 500 m^2 .

Rys. 1. Rzut budynku

Fig. 1. Building plan

2. Zasady projektowania systemu klimatyzacji w okresie zimowym

Schemat pracy centrali klimatyzacyjnej współpracującej z promiennikami stropowymi przedstawiono na rys. 2. Powietrze zewnętrzne po ogrzaniu na nagrzewnicy wstępnej (4) trafia do komory zraszania (5), gdzie zostaje nawilżone oraz dodatkowo podlega schłodzeniu. Następnie jest kierowane do nagrzewnicy wtórnej (7), po czym ogrzane do wymaganej temperatury nawiewu zostaje doprowadzone do pomieszczenia. W tym samym czasie przegrody oraz obiekty znajdujące się w salach są ogrzewane za pomocą zamontowanych na suficie promienników oddających ciepło do otoczenia przez promieniowanie. Ilość po-

wietrza zewnętrznego ustala się na podstawie względów higienicznych lub kryterium usunięcia wilgoci z pomieszczenia.

Rys. 2. Schemat systemu klimatyzacji z promiennikami sufitowymi

Fig. 2. The schematic diagram of radiant panel ceiling system

Na rysunku 2. zaznaczono: 1 – przepustnicę powietrza zewnętrznego, 2 – filtr powietrza zewnętrznego, 3 – centralę klimatyzacyjną nawiewną, 4 – nagrzewnicę wstępną, 5 – komorę zraszania, 6 – chłodnicę, 7 – nagrzewnicę wtórną, 8 – wentylator nawiewny, 9 – tłumik, 10 – centralę klimatyzacyjną wywiewną, 11 – wywiewnik powietrza, 12 – promiennik sufitowy, 13 – nawiewnik świeżego powietrza. Punkty stanu powietrza na schemacie systemu klimatyzacji Z , K , O , P , N odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresach i - x powietrza wilgotnego w okresie zimowym (rys. 3-4.).

Dane wyjściowe (okres zimowy)

- a) parametry powietrza zewnętrznego według normy PN-78/B-03420 [2]:
 - temperatura powietrza na termometrze suchym – t_Z [°C],
 - wilgotność względna – φ_Z [%],
 - entalpia właściwa powietrza – i_Z [kJ/kg],
 - zawartość wilgoci – x_Z [g/kg],

- b) parametry powietrza wewnętrznego (jednakowe dla pomieszczeń PN-78/B-03421 [3]:
- temperatura powietrza wewnętrznego – t_p [°C],
 - wilgotność względna – φ_p [%],
 - zawartość wilgoci – x_p [g/kg],
- c) parametry technologiczne (określane kolejno dla pomieszczenia nr 1 i 2):
- zyski ciepła całkowitego – Q_{C1}, Q_{C2} [kW],
 - strumień ciepła jawnego – Q_{j1}, Q_{j2} [kW],
 - straty ciepła przez ściany – Q_{str1}, Q_{str2} [kW],
 - zyski wilgoci – W_1, W_2 [g/s],
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości – V_{z1}, V_{z2} [m³/s],
 - wyznaczona dla okresu letniego ilość powietrza wentylacyjnego – V_1, V_2 [m³/s].

Projektowanie procesów obróbki powietrza rozpoczyna się od naniesienia na wykres i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.) punktu opisującego stan powietrza zewnętrznego Z (t_z, φ_z) oraz wewnętrznego P (t_p, φ_p) [4]. Dla pomieszczenia nr 1 przyjmuje się, że punkt P odpowiada punktowi P_1 . Założono parametry powietrza wywiewanego z sali konferencyjnej nr 1 (2) zgodne z punktem P_1 (P_2).

W kolejnym kroku wyznaczono współczynniki kierunkowe przemiany stanu powietrza:

- dla pomieszczenia nr 1

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_{C1} - Q_{str1}}{W_1} \text{ [kJ/kg]} \quad (1)$$

- dla pomieszczenia nr 2

$$\varepsilon_2 = \frac{Q_{C2} - Q_{str2}}{W_2} \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

Następnie dla pomieszczenia, gdzie występują najmniejsze zyski wilgoci, tj. sala nr 1 ($\varepsilon_1 = \varepsilon_{\max}$), obliczono zawartość wilgoci w powietrzu nawiewanym do pomieszczenia:

$$x_{N1} = x_p - \frac{W_1}{V_1 \cdot \rho} \text{ [g/kg]} \quad (3)$$

gdzie: x_p (x_{P1}) – zawartość wilgoci w punkcie P_1 (P) na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.) [g/kg],
 ρ – gęstość powietrza [kg/m³].

Rys. 3. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego w okresie zimowym

Fig. 3. Air conditioning processes on h - x chart for humid air during the winter

Na rysunku 3. zaznaczono następujące procesy: ZK – ogrzewanie powietrza zewnętrznego w nagrzewnicy wstępnej, KO – nawilżanie i chłodzenie powietrza w komorze zraszania, ON_1 (ON_2) – ogrzewanie powietrza zewnętrznego w nagrzewnicy wtórnej, N_1P_1 (N_2P_2) – zmiana stanu powietrza w pomieszczeniu, strefa q – strefa dopuszczalnych parametrów powietrza w pomieszczeniu.

Parametry powietrza nawiewanego (punkt N_1 , rys. 3.) do pomieszczenia nr 1 otrzymuje się na przecięciu współczynnika kierunkowego przemiany stanu powietrza ε_1 (który przeprowadzono przez punkt P_1) z prosta x_{N1} , przy czym ze względów higienicznych temperatura w punkcie N_1 nie może być wyższa niż 45°C . Punkt O (rys. 3.) opisujący stan powietrza zewnętrznego po komorze zraszania (5, rys. 2.) otrzymuje się na przecięciu linii $x_{N1} = \text{const}$ z linią $\phi = 0,80 - 0,90$ [4]. Powstała prosta NO przedstawia proces ogrzewania strumienia zewnętrznego na nagrzewnicy wtórnej (7). Zaznaczamy proces adiabaticznego nawilżania powietrza w komorze zraszania (proces KO), łącząc punkt O z punktem K , który wyznaczamy w miejscu przecięcia się izentalpy $i_o = \text{const}$

z prostą $x_Z = \text{const}$. Proces ogrzewania powietrza zewnętrznego na nagrzewnicy wstępnej (4) przedstawiono, łącząc punkty Z oraz K .

Zakładając jednakowe parametry powietrza nawiewanego do obu pomieszczeń (punkt $N_1 = N_2$ oraz stałą, wyliczoną dla okresu letniego ilość powietrza wentylacyjnego), wyznacza się rzeczywisty stan powietrza wewnętrznego w pomieszczeniu nr 2 (punkt P_2), który otrzyma się na przecięciu współczynnika kierunkowego przemiany stanu powietrza ε_2 przeprowadzonego przez punkt N_2 z linią $x_{P2} = \text{const}$, którą można wyznaczyć ze wzoru:

$$x_{P2} = x_{N1} + \frac{W_2}{V_2 \cdot \rho} \text{ [g/kg]} \quad (4)$$

Jeżeli punkt ten leży w strefie dopuszczalnych parametrów w systemie klimatyzacji (strefa q, rys. 3.), rozpatrywany system może być realizowany.

W kolejnym kroku wyznacza się moc cieplną nagrzewnicy wstępnej, korzystając ze wzoru:

$$Q_{N1} = (V_1 + V_2) \cdot \rho \cdot (i_O - i_Z) \text{ [kW]} \quad (5)$$

gdzie i_O, i_Z – entalpia właściwa powietrza w punktach O, Z na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.) [kJ/kg].

Następnie oblicza się moc cieplną nagrzewnicy wtórnej:

$$Q_{N2} = (V_1 + V_2) \cdot \rho \cdot (i_N - i_O) \text{ [kW]} \quad (6)$$

gdzie i_N, i_O – entalpia właściwa powietrza w punktach N, O na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.) [kJ/kg].

Dalej określa się ilość ciepła doprowadzonego do pomieszczeń wraz ze strumieniem powietrza nawiewanego z centrali klimatyzacyjnej:

- dla pomieszczenia nr 1

$$Q_{Z1} = V_1 \cdot \rho \cdot (i_{N1} - i_{P1}) \text{ [kW]} \quad (7)$$

gdzie i_{P1}, i_{N1} – entalpia właściwa powietrza w punktach P_1, N_1 na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.) [kJ/kg],

- dla pomieszczenia nr 2

$$Q_{Z2} = V_2 \cdot \rho \cdot (i_{N2} - i_{P2}) \text{ [kW]} \quad (8)$$

gdzie i_{P2}, i_{N2} – entalpia właściwa powietrza w punktach P_2, N_2 na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.) [kJ/kg].

Z bilansu cieplnego określa się wydajność promienników stropowych Q_P :

$$Q_C + Q_Z + Q_P - Q_{str} = 0 \text{ [kW]} \quad (9)$$

Po przekształceniu otrzymuje on postać:

- dla pomieszczenia nr 1

$$Q_{P1} = Q_{str1} - Q_{C1} - Q_{Z1} \text{ [kW]} \quad (10)$$

- dla pomieszczenia nr 2

$$Q_{P2} = Q_{str2} - Q_{C2} - Q_{Z2} \text{ [kW]} \quad (11)$$

Dobór promienników stropowych jest dokonywany na podstawie danych zestawionych w tabelach (zamieszczonych w katalogach) przedstawiających moce cieplne oraz różnicę temperatury ΔT (jest to różnica pomiędzy temperaturą pokojową (wewnętrzną), a średnią temperaturą (zasilania i powrotu) wody przepływającej przez panele) [1].

3. Przykład obliczeniowy

- parametry powietrza zewnętrznego według normy PN-78/B-03420 [2]:
 - temperatura powietrza na termometrze suchym – $t_z = -20^\circ\text{C}$,
 - wilgotność względna – $\varphi_z = 100\%$,
 - entalpia właściwa powietrza – $i_z = -18,4 \text{ kJ/kg}$,
 - zawartość wilgoci – $x_z = 0,8 \text{ g/kg}$,
- parametry powietrza wewnętrznego (jednakowe dla pomieszczeń) PN 78/B-03421 [3]:
 - temperatura powietrza wewnętrznego – $t_P = 22^\circ\text{C}$,
 - wilgotność względna – $\varphi_P = 55\%$,
 - zawartość wilgoci – $x_P = 9,0 \text{ g/kg}$,
- parametry technologiczne [3] (określone kolejno dla obu pomieszczeń):
 - strumień zyski ciepła całkowitego – $Q_{C1} = 8,75 \text{ kW}$, $Q_{C2} = 10,87 \text{ kW}$,
 - straty ciepła przez ściany – $Q_{str1} = 14,00 \text{ kW}$, $Q_{str2} = 19,46 \text{ kW}$,
 - zyski wilgoci – $W_1 = 1,12 \text{ g/s}$, $W_2 = 1,35 \text{ g/s}$,
 - niezbędny objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości – $V_{Z1} = 0,555 \text{ m}^3/\text{s}$, $V_{Z2} = 0,666 \text{ m}^3/\text{s}$,
 - wyznaczona dla okresu letniego ilość powietrza wentylacyjnego – $V_1 = 0,621 \text{ m}^3/\text{s}$, $V_2 = 0,779 \text{ m}^3/\text{s}$,
 - sumaryczna wydajność powietrza zewnętrznego – $\Sigma V_Z = 1,221 \text{ m}^3/\text{s}$.

Projektowanie procesów obróbki powietrza rozpoczęto od naniesienia na wykres i - x powietrza wilgotnego (rys. 4.) punktu opisującego stan powietrza zewnętrznego Z (-20°C , 100%) oraz wewnętrznego P (22°C , 55%) [4].

Wyznaczono współczynniki kierunkowe przemiany stanu powietrza:

- dla pomieszczenia nr 1 ze wzoru (1)

$$\varepsilon_1 = \frac{8,75 \text{ kW} - 14,00 \text{ kW}}{1,12 \text{ kg/s}} \approx -4700 \text{ kJ/kg},$$

- dla pomieszczenia nr 2 ze wzoru (2)

$$\varepsilon_2 = \frac{10,87 \text{ kW} - 19,46 \text{ kW}}{1,35 \text{ kg/s}} \approx -6400 \text{ kJ/kg}.$$

Dla pomieszczenia nr 1 (gdzie $W_1 = 1,12 \text{ g/s} < W_2 = 1,35 \text{ g/s}$ oraz $\varepsilon_1 = -4700 \text{ kJ/kg} > \varepsilon_2 = -6400 \text{ kJ/kg}$) obliczono zawartość wilgoci w powietrzu nawiewanym do sali konferencyjnej z zależności (3), odczytując z rys. 4.: $x_P = 9,0 \text{ g/kg}$, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$:

$$x_{N1} = 9,0 \text{ g/kg} - \frac{1,12 \text{ g/s}}{0,621 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3} = 7,5 \text{ g/kg}.$$

Parametry powietrza nawiewanego (punkt N_1 , rys. 4.) do pomieszczenia nr 1 otrzymano na przecięciu współczynnika kierunkowego przemiany stanu powietrza $\varepsilon_1 = -4700 \text{ kJ/kg}$ (który przeprowadzono przez punkt P_1) z prostą $x_{N1} = 7,5 \text{ g/kg}$. Ponieważ temperatura $t_{N1} = 28,8^{\circ}\text{C}$ nie przekracza $45,0^{\circ}\text{C}$, omawiany system klimatyzacyjny może być realizowany dla danego przypadku.

Punkt O opisujący stan powietrza zewnętrznego po komorze zraszania otrzymano na przecięciu linii $x_{N1} = 7,5 \text{ g/kg}$ z linią $\phi = 0,90$ [4]. Powstała prosta NO przedstawia proces ogrzewania strumienia zewnętrznego w nagrzewnicy wtórnej. Zaznaczono proces adiabatycznego nawilżania powietrza w komorze zraszania (proces KO), łącząc punkt O z punktem K , który wyznaczono w miejscu przecięcia się izentalpy $i_O = 28,5 \text{ kJ/kg}$ z prostą $x_Z = 0,8 \text{ g/kg}$. Proces ogrzania powietrza zewnętrznego na nagrzewnicy wstępnej przedstawiono, łącząc punkty Z oraz K .

Zakładając takie same parametry powietrza nawiewanego do obu pomieszczeń ($N_1 = N_2$), wyznaczono zawartość wilgoci powietrza wewnętrznego w pomieszczeniu nr 2 z zależności (4):

$$x_{P2} = 7,5 \text{ g/kg} + \frac{1,35 \text{ g/s}}{0,779 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3} = 8,9 \text{ g/kg}.$$

Rys. 4. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego dla okresu zimowego

Fig. 4. Air conditioning processes on a Mollier h - x diagram for humid air during the winter

Rzeczywisty stan powietrza wewnętrznego w pomieszczeniu nr 2 (punkt P_2) otrzymano na przecięciu się współczynnika kierunkowego przemiany stanu powietrza $\epsilon_2 = -6400 \text{ kJ/kg}$, przeprowadzonego przez punkt N_2 , z linią $x_{P2} = 8,9 \text{ g/kg}$. Ponieważ punkt ten leży w strefie dopuszczalnych parametrów w systemie klimatyzacji (strefa q , rys. 4.), rozpatrywany system może być realizowany.

W kolejnym kroku wyznaczono moc cieplną nagrzewnicy wstępnej ze wzoru (5), odczytując z rys. 4 $i_O = 28,5 \text{ kJ/kg}$, $i_Z = -18,4 \text{ kJ/kg}$:

$$Q_{N1} = (0,621 \text{ m}^3/\text{s} + 0,779 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (28,5 \text{ kJ/kg} - 18,4 \text{ kJ/kg}) = 78,80 \text{ kW}.$$

Następnie obliczono moc cieplną nagrzewnicy wtórnej z zależności (6), odczytując z rys. 4. $i_N = 48,0 \text{ kJ/kg}$, $i_O = 28,5 \text{ kJ/kg}$:

$$Q_{N2} = (0,621 \text{ m}^3/\text{s} + 0,779 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (48,0 \text{ kJ/kg} - 28,5 \text{ kJ/kg}) = 32,76 \text{ kW}.$$

Dalej określono ilość ciepła doprowadzonego do pomieszczeń wraz ze strumieniem powietrza nawiewanego z centrali klimatyzacyjnej:

- dla pomieszczenia nr 1 ze wzoru (7), odczytując z rys. 4. $i_{P1} = 45,0 \text{ kJ/kg}$, $i_{N1} = 48,0 \text{ kJ/kg}$

$$Q_{Z1} = 0,621 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (48,0 \text{ kJ/kg} - 45,0 \text{ kJ/kg}) = 2,24 \text{ kW},$$

- dla pomieszczenia nr 2 ze wzoru (8), odczytując z rys. 4. $i_{P2} = 42,7 \text{ kJ/kg}$, $i_{N2} = 48,0 \text{ kJ/kg}$

$$Q_{Z2} = 0,779 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (48,0 \text{ kJ/kg} - 42,7 \text{ kJ/kg}) = 4,95 \text{ kW}.$$

Z bilansu cieplnego określono wydajność promienników stropowych:

- dla pomieszczenia nr 1 z zależności (10)

$$Q_{P1} = 14,00 \text{ kW} - 8,75 \text{ kW} - 2,24 \text{ kW} = 3,01 \text{ kW},$$

- dla pomieszczenia nr 2 z zależności (11)

$$Q_{P2} = 19,46 \text{ kW} - 10,87 \text{ kW} - 4,95 \text{ kW} = 3,64 \text{ kW}.$$

Z katalogu firmy Zehnder [1] dobrano promienniki stropowe ZBN na podstawie różnicy temperatury ΔT (różnica pomiędzy średnią temperaturą wody grzewczej (chłodniczej) a założoną temperaturą powietrza wewnątrz pomieszczenia) i ilości ciepła (chłodu) Q_r do przejęcia. Opierając się na obliczeniach dla okresu letniego zaczerpniętych z pracy [4], dla sali konferencyjnej nr 1 dobrano ciąg promienników ZBN 750/5 (szerokość konstrukcji/liczba rur) z izolacją termiczną długości 12,5 m o mocy chłodzącej 69 W/m, przy $\Delta t = 12 \text{ K}$, natomiast dla sali konferencyjnej nr 2 dobrano promienniki ZBN 450/3 w ciągu długości 25 m o mocy chłodzącej 59 W/m, przy $\Delta t = 12 \text{ K}$. Dla okresu zimowe-

go, przy $\Delta t = 32$ K, dobrane ciągi promienników posiadają łączną moc grzewczą równą: dla sali nr 1 3012,5 W, dla sali nr 2 – 3646 W.

4. Podsumowanie

Przedstawiono wstępną metodę projektowania zmian stanu powietrza na wykresach $i-x$ powietrza wilgotnego w okresie zimowym dla systemu klimatyzacji z promiennikami stropowymi. Analizę obliczeniową wykonano na podstawie danych wyjściowych zamieszczonych w literaturze [4]. Dla otrzymanych wyników dobrano stropowe promienniki sufitowe firmy Zehnder.

Literatura

- [1] Katalog firmy Zehnder: Zehnder ZBN sufitowe promienniki zasilane wodą do ogrzewania i schładzania pomieszczeń. Dokumentacja projektowa, Wrocław 2010.
- [2] PN-76/B-03420: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego.
- [3] PN-78/B-03421: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi.
- [4] Pisarev V.: Wentylacja i klimatyzacja z wykorzystaniem belek i sufitów chłodzących. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2010.

AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN WITH RADIANT CEILING PANELS

Summary

This paper presents the radiant ceiling in terms of heating. The emission of the radiation is achieved by having heated water flow through the tubes. They emit a large proportion of their heat by radiation what provides to increase the surface temperatures of the room, the air temperature is normally reduced by 3 K and still achieves comfortable internal temperature conditions. Radiant ceiling panels create healthy warmth without air movement and consequently without raising dust. The paper presents the principles of designing an air conditioning system with radiant ceiling heating air. Shown the state changes of air conditioning in the chart $h-x$ of humid air and the developed scheme of the system. In a theoretical way, developed a preliminary design method of changes the state of the air conditioning in the chart $h-x$ humid air in the winter for two rooms. Presented computational analysis of this case. Then on the basis of the results, plotted chart $h-x$ of humid air and selected opportunely Zehnder's heating and cooling panels which overlapping demand for both heat (in winter) and the cold (in summer).

Keywords: air condition, ceiling heating, Mollier ($h-x$) diagram

DOI:10.7862/rb.2013.67

Przesłano do redakcji: 03.07.2013 r.

Przyjęto do druku: 13.11.2013 r.